

УДК 621.753

**АБЛЯСКИН О.И.**, НТУ «ХПИ»

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО СПОСОБА БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ**

Розглянуті особливості базування деталей складальних одиниць по циліндричним поверхням. Викладена методика призначення допустимих відхилень розмірів та розташування базових поверхонь спряжених деталей у залежності від схеми їх базування.

**Введение.** При разработке конструкторской документации важное значение имеет обоснование технических требований, предъявляемых к изготовлению деталей сборочных единиц. Правильное назначение этих требований имеет не только техническое значение – обеспечение необходимой работоспособности и долговечности конструкции, но и экономическое, определяющее стоимость изготовления соответствующих изделий.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Существующие нормативные материалы [1,2] не затрагивают вопросы обоснования технических требований к базовым поверхностям валов, корпусов, втулок и т.п., используемым для установки подшипников, зубчатых колес и др. Вопросы базирования деталей в таких сопряжениях рассмотрены в [3], где проанализированы ситуации, которые могут возникнуть при сопряжении деталей, имеющих те или иные отклонения расположения базовых поверхностей. Однако и в этой работе недостаточно освещена методика назначения характера сопряжения деталей при заданном допуске их взаимного расположения.

**Цель и постановка задачи.** Целью работы является рассмотрение вопросов выбора рационального способа базирования деталей на валах и в расточках корпусов и обоснование назначения технических требований к базовым поверхностям сопрягаемых деталей, изложение методики выбора характера сопряжения деталей по цилиндрическим поверхностям с целью обеспечения необходимых технических требований к их взаимному расположению.

**Обоснование технических требований к изготовлению деталей и их назначение.** Сборка сборочной единицы с обеспечением взаимозаменяемости при заданном расположении деталей в одном, например, осевом направлении, обеспечивается расчетом размерных цепей. Но существует также проблема обеспечения правильного углового (без перекоса) базирования деталей, устанавливаемых на валах и в расточках корпусов. Известно [3], что даже при сопряжении с натягом цилиндрическая поверхность не может обеспечить вполне определенное взаимное угловое расположение сопряженных деталей, если длина участка сопряжения менее 0,8 диаметра посадочной поверхности. С учетом этого обстоятельства должны назначаться соответствующие предельные значения отклонений расположения торцов сопрягаемых деталей относительно оси вращения либо оси расточки.

При механической обработке деталей в условиях крупносерийного или массового производства режущим инструментом, установленным на размер, размеры деталей распределяются в пределах поля допуска, как правило, по закону нормального

распределения. Рассеивание случайной величины около ее математического ожидания характеризуется дисперсией  $D$  или средним квадратичным отклонением  $\sigma$ , причем  $\sigma = \sqrt{D}$ . При распределении случайной величины по нормальному закону поле рассеивания в  $6\sigma$  ( $\pm 3\sigma$  от математического ожидания) представляет собой практически предельное поле рассеивания случайной величины – вероятность выхода случайной величины за границы значений  $\pm 3\sigma$  (процент риска) составляет 0,27%. Поэтому при рассмотрении вопросов точности изготовления деталей в машиностроении принимают величину допуска размера  $t = 6\sigma$  [3].

При определении суммарной погрешности (погрешности сборочной единицы) используют известное положение теории вероятности о дисперсии суммы нескольких независимых случайных величин [4]:

$$D \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n D x_i, \quad (1)$$

где  $D x_i$  – дисперсия случайной величины  $x_i$ . В последнем выражении дисперсии являются показателями точности сборочной единицы и составляющих ее деталей, размеры которых являются влияющими на упомянутый показатель. Учитывая, что  $D x_i = \sigma_{x_i}^2$ , можно записать  $\sigma_{\Sigma}^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_{x_i}^2$ , а так как  $\sigma_{\Sigma} = \frac{t_{\Sigma}}{6}$  и  $\sigma_{x_i} = \frac{t_i C_i}{6}$ , где в зависимости для  $\sigma_{x_i}$  учтен коэффициент приведения, то

$$t_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n C_i^2 t_i^2}. \quad (2)$$

В этих зависимостях  $\sigma_{x_i}$  и  $\sigma_{\Sigma}$  – среднее квадратичное отклонение величины  $x_i$  и суммы величин соответственно;

$t_i$  и  $t_{\Sigma}$  – допуск размера составляющего (влияющего) звена и суммарный допуск этих размеров;

$n$  – количество деталей, размеры которых являются влияющими на показатель точности сборочной единицы;

$C_i$  – коэффициент приведения, определяющий направление и степень воздействия влияющего размера на конечный. Величину коэффициентов  $C_i$  определяют из рассмотрения расчетной схемы.

Опытным путем установлено [3], что, если расчетная схема содержит только векторные величины, при проектных расчетах в зависимость (2) для определения величины суммарного вектора погрешности следует вводить поправочный коэффициент, учитывающий характер рассеивания размеров в пределах их допусков и равный 0,85:

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n C_i^2 t_i^2}. \quad (3)$$

При сопряжении деталей по цилиндрической поверхности величина зазора в сопряжении  $\Delta = D - d$  является случайной величиной. Здесь  $D$  и  $d$  – соответственно диаметры отверстия и вала. Среднее значение зазора  $\Delta_m = Em - em$ , где  $Em$  и  $em$  – соответственно средние отклонения размеров отверстия и вала. Рассеивание величины зазора определяется выражением (2):  $t_\Delta = \sqrt{t_a^2 + t_b^2}$ , где  $t_a$  и  $t_b$  – допуски размеров соответственно отверстия и вала, рассматриваемые как случайные независимые скалярные величины. Наибольший  $\Delta_{\max}$  и наименьший  $\Delta_{\min}$  вероятностные зазоры в сопряжении  $\Delta_{\max} = \Delta_m + 0,5t_\Delta$ ;  $\Delta_{\min} = \Delta_m - 0,5t_\Delta$ . Погрешность базирования детали на валу определяется относительным поворотом (перекосом) детали  $l$  в пределах зазора  $\Delta$  (рис.1, а). Наибольшая и наименьшая вероятностные погрешности базирования (угол перекоса в радианах) составляют  $\omega_{ц\max} = \frac{\Delta_{\max}}{l}$ ;  $\omega_{ц\min} = \frac{\Delta_{\min}}{l}$ , где индекс "ц" указывает на осуществление базирования по цилиндрической поверхности. Отклонение торца детали  $l$  от перпендикулярности к оси вала определяется также величиной диаметра (плеча), на котором рассматривается это отклонение:  $Z_{ц} = \omega_{ц} d_a$ .

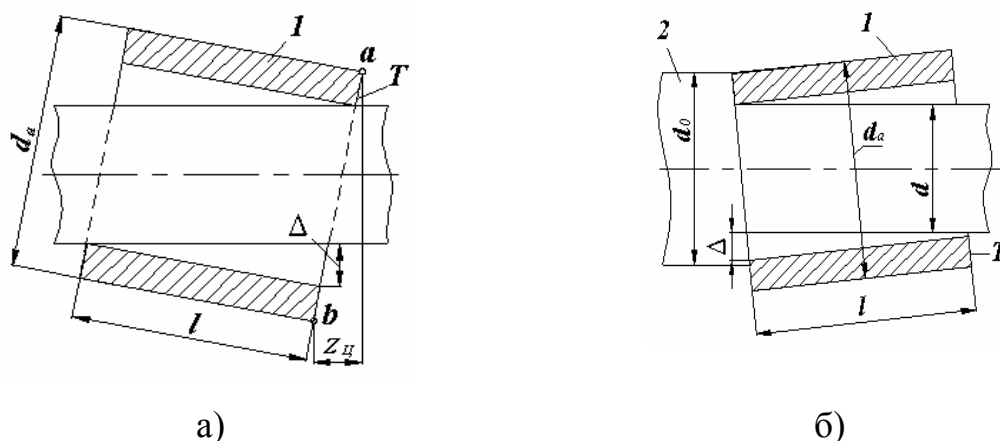


Рисунок 1 – Варианты базирования детали на валу:  
а – по цилиндрической поверхности; б – по торцу

При использовании торца  $T$  детали  $l$  в качестве базового для установки на вал следующей детали максимальная величина погрешности расположения этого торца определится выражением (3):  $t_\Sigma = 0,85\sqrt{Z_{ц\max}^2 + t_1^2}$ , где  $t_1$  – допуск перпендикулярности правого торца детали  $l$  к оси отверстия. Поскольку этот допуск рассматривается на диаметре  $d_a$ , коэффициент приведения при  $t_1$   $C_1 = \frac{d_a}{d_a} = 1$ .

Аналогичная ситуация возникает и при упоре левого торца детали  $l$  в буртик вала в случае, если перекося торца буртика относительно оси посадочной поверхности превышает перекося детали  $l$ , определяемый ее длиной и величиной зазора в сопряжении с валом.

На рис. 1, б показано положение детали, которое она займет в случае относительно большого диаметрального зазора, не препятствующего плотному

взаимному прилеганию торцов детали  $l$  и буртика вала. Максимальная величина погрешности расположения торца  $T$  детали  $l$  определится выражением

$$t_{\Sigma} = 0,85\sqrt{t_1^2 + C_2^2 t_2^2}, \quad (4)$$

где  $t_1$  – допуск параллельности торцов детали  $l$  на диаметре  $d_a$ ;

$t_2$  – допуск перпендикулярности торца буртика вала на диаметре  $d_0$ ;

$C_2 = \frac{d_a}{d_0}$  – коэффициент приведения погрешности  $t_2$  от диаметра  $d_0$  к диаметру  $d_a$ .

Коэффициент приведения для  $t_1$  здесь, как и ранее,  $C_1 = \frac{d_a}{d_a} = 1$ .

Если рассматривать торец  $T$  детали  $l$  как сборочную базу для установки на вал следующей детали, то величина перекося оси детали  $l$  при базировании по цилиндрической поверхности или торцу вала будет одной из влияющих величин для определения положения торца  $T$ . Для определения поверхности, которая является базирующей для детали  $l$ , необходимо сравнить величины  $\omega_{ц\max}$  и  $\omega_{т\max}$ , где  $\omega_{т\max}$  – угол перекося детали при ее базировании по торцу. Меньшая из этих величин и определяет поверхность базирования детали  $l$  на валу.

Ограничение величины перекося при сопряжении деталей характерно, в основном, при установке на валы подшипников качения и зубчатых колес и имеет целью обеспечение расчетного ресурса этих деталей в эксплуатации. Допускаемые торцевые биения заплечиков валов и отверстий, служащих для базирования подшипников качения, приведены в [1, 2 и др.] и составляют величины, оцениваемые допусками 6–8 квалитетов точности для подшипников класса точности 0 в зависимости от величины посадочных диаметров  $d$  или  $D$  их колец.

На рисунке 2 в качестве примера приведена конструктивная схема вала-шестерни, установленного на двух подшипниках, разделенных втулкой 2. В осевом направлении левый подшипник базируется по торцу мазеудерживающего кольца 1, правый – по торцу втулки 2. Оба подшипника – роликовые конические № 7309 класса точности 0, диаметр шеек под подшипники –  $45k6^{+0,018}_{+0,002}$  мм. Допускаемое торцевое биение опорных поверхностей – 0,02 мм [2], что при диаметре буртика 55 мм примерно соответствует допуску 6-го квалитета (0,019 мм). Диаметр торцов кольца 1 и наружный диаметр втулки  $d_e$  также примем равным 55 мм.

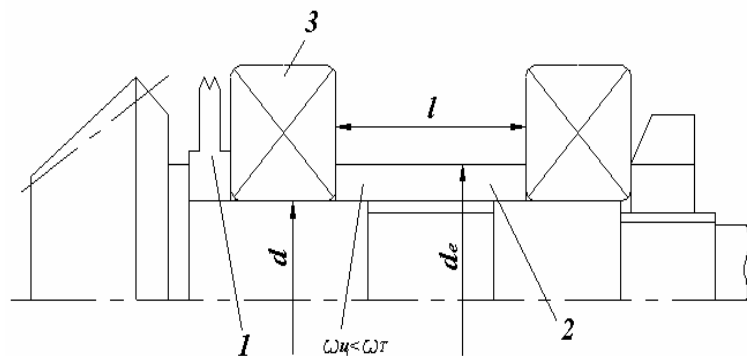


Рисунок 2 – Схема базирования подшипников

Погрешність базирования левого подшипника зависит от перпендикулярности  $t_0$  торца буртика вала к оси посадочной поверхности и параллельности  $t_1$  торцов кольца 1:  $t_\Sigma = 0,85\sqrt{t_0^2 + t_1^2}$ . Коэффициенты приведения погрешностей  $C_0 = C_1 = 1$ . Кольца и втулки, используемые в конструкциях подшипниковых узлов, являются относительно простыми деталями, поэтому допуски расположения их торцевых поверхностей можно принять достаточно жесткими, особенно при большом количестве таких деталей в наборе. Приняв допуск параллельности торцов кольца 1 по IT5 (0,013 мм на диаметре 55 мм), для допуска перпендикулярности торца буртика  $t_0$  из зависимости (3) получим

$$t_0 = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - t_1^2} = \sqrt{\left(\frac{0,02}{0,85}\right)^2 - 0,013^2} = 0,0196 \text{ мм.}$$

При базировании правого подшипника по торцу втулки 2 требования к расположению ее правого торца будут зависеть от способа базирования самой втулки на валу. При посадке втулки на вал с натягом и длине втулки не менее 0,8 диаметра вала втулка базируется по цилиндрической поверхности. Допуск перпендикулярности ее правого торца к оси отверстия принимается равным 0,02 мм [2]. Требования к расположению левого торца не предъявляются. Однако, если конструкция втулки симметрична, указанный допуск назначается на каждый из торцов.

При установке втулки на вал с зазором или по переходной посадке указанное отклонение расположения ее торца будет результирующим, включающим перекося  $Z_{ц\max}$  торца вследствие перекося оси втулки относительно оси вала при наличии зазора в посадке и перекося  $t_2$  торца втулки относительно оси отверстия. Приняв допуск перпендикулярности торца втулки по IT5 (0,013 мм на диаметре 55 мм), для  $Z_{ц\max}$  получим

$$Z_{ц\max} = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - t_2^2} = \sqrt{\left(\frac{0,02}{0,85}\right)^2 - 0,013^2} = 0,0196 \text{ мм.}$$

При длине втулки  $l = d = 45$  мм величина допустимого вероятностного зазора в посадке составит

$$\Delta_{\max} = Z_{ц\max} \frac{l}{d_e} = 0,0196 \frac{45}{55} = 0,0160 \text{ мм.}$$

При изготовлении отверстия во втулке по 7-му или 8-му квалитетам точности (IT7 = 25 мкм, IT8 = 39 мкм) рассеивание величины зазора соответственно составит  $t_\Delta = \sqrt{t_a^2 + t_b^2} = \sqrt{0,025^2 + 0,016^2} \approx 0,030$  мм или  $t_\Delta = \sqrt{0,039^2 + 0,016^2} \approx 0,042$  мм. Средняя величина зазора  $\Delta_m = \Delta_{\max} - 0,5t_\Delta = 0,016 - 0,5 \cdot 0,030 = 0,001$  мм или  $\Delta_m = 0,016 - 0,5 \cdot 0,042 = -0,005$  мм (натяг), а среднее отклонение размера отверстия  $Em = em + \Delta_m = 0,010 + 0,001 = 0,011$  мм или  $Em = 0,010 - 0,005 = 0,005$  мм. При этом поле

допуска размера отверстия определится как  $Em \pm \frac{IT7}{2} = 0,011 \pm \frac{0,025}{2} = 0,0235... - 0,0015$

мм или  $Em \pm \frac{IT8}{2} = 0,005 \pm \frac{0,039}{2} = 0,0245... - 0,0145$  мм. Обработка отверстия в размер

$\varnothing 45H7 \left( \begin{smallmatrix} +0,025 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$  мм практически полностью удовлетворяет установленным требованиям.

Если стандартное поле допуска отверстия подобрать затруднительно, следует задавать его расположение числовыми величинами.

Если длина втулки  $l < 0,8d$ , то отклонение ее правого торца от перпендикулярности к оси вала определяется допусками перпендикулярности  $t_0$  торца буртика вала, параллельности  $t_1$  торцов кольца  $1$ ,  $t_3$  кольца левого подшипника и  $t_2$  втулки  $2$ , т.е. основной базой для втулки  $2$  является ее торец. Поскольку количество погрешностей, влияющих на конечную величину, значительно, примем допуски  $t_1$  и  $t_2$  более жесткими – 0,008 мм на диаметре 55 мм ( $IT4$ ). По тем же соображениям примем для левого подшипника класс точности 6 с допуском параллельности торцов внутреннего кольца  $t_3 = 0,010$  мм [5]. Таким образом, допуск перпендикулярности торца буртика вала определится выражением

$$t_0 = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - t_1^2 - t_2^2 - t_3^2} = \sqrt{\left(\frac{0,020}{0,85}\right)^2 - 0,008^2 - 0,008^2 - 0,010^2} = 0,018 \text{ мм.}$$

Полученные величины соответствуют обычно задаваемым ограничениям торцевого биения буртиков валов, однако требуют более точного изготовления промежуточных деталей.

Требования к перпендикулярности опорных поверхностей буртиков стаканов и корпусных деталей относительно оси отверстия при установке в них наружных колец подшипников назначаются по той же методике, что и при установке подшипников на вал.

Результаты расчетов показывают, что конструкция подшипникового узла с базированием втулки по цилиндрической поверхности является более технологичной. Следует отметить, что выполнение требований стандарта [1] по ограничению суммарного перекося колец подшипников с разбивкой величины перекося на составляющие требует существенного ужесточения допускаемых перекосов торцов опорных буртиков.

**Выводы.** Обеспечение требуемого ресурса деталей механизмов (подшипников качения, зубчатых колес и др.) требует анализа условий их базирования на сопряженных деталях с назначением необходимой точности обработки базовых поверхностей.

**Список литературы:** 1. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – Введен 01.01.1985 г. 2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с. 3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с. 4. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с. 5. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1969. – 632 с.